

VYSOKÁ ŠKOLA BÁŇSKÁ TECHNICKÁ UNIVERZITA OSTRAVA
Fakulta strojní

**VYUŽITÍ ODPADNÍHO TEPLA Z CENTRÁLNÍ KLIMATIZACE
NA DOLE ČSM STONAVA**

**WASTE HEAT UTILIZATION OF CENTRAL HVAC SYSTEM
ON COLLIERY ČSM STONAVA**

Vypracoval:

Daniel Baselides

Vedoucí bakalářské práce:

doc. Ing. Kadlec Zdeněk, Ph.D.

Ostrava 2011

Zadání bakalářské práce

Student: **Daniel Baselides**

Studijní program: B2341 Strojírenství

Studijní obor: 3907R004 Provoz a řízení v energetice

Téma: **Využití odpadního tepla z centrální klimatizace na dole ČSM Stonava**
Waste Heat Utilization of Central HVAC System on Colliery ČSM
Stonava

Zásady pro vypracování:

- práce bude obsahovat popis stávajícího stavu,
- návrh využití odpadního tepla z centrální klimatizace,
- výpočet tepelné bilance, předpokládaných nákladů a úspor,
- schéma umístění a uspořádání

Seznam doporučené odborné literatury:


- [1] BLAHOŽ, V., KADLEC, Z. Základy sdílení tepla. 2.vyd. Ostrava: Cicero, 2000. 110 s. Edice SPBI Spektrum, ISBN 80-902001-1-7
- [2] KADLEC, Z. Průvodce sdílením tepla pro požární speciality. 1.vyd. Ostrava: Cicero, 2009. 100 s. Edice SPBI Spektrum, ISBN 978-80-7385-061-6
- [3] DLOUHÝ, T. Výpočty kotlů a spalinových výměníků. Praha: ČVUT, 2002

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **doc. Ing. Zdeněk Kadlec, Ph.D.**

Datum zadání: 17.12.2010

Datum odevzdání: 23.05.2011



prof. Ing. Dagmar Juchelková, Ph.D.
vedoucí katedry





prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě dne

.....

Podpis studenta

Prohlašuji, že

- byl jsem seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití – mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě dne

.....

Jméno a příjmení autora práce:

Daniel Baselides

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Hrádek 435

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

BASELIDES, D. *Využití odpadního tepla z centrální klimatizace na Dole ČSM Stonava, bakalářská práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra energetiky, 2011, 42 s. Vedoucí práce: Kadlec, Z.

Bakalářská práce se zabývá využitím odpadního nízkopotenciálního tepla pro přehřev vody. V úvodu je nastíněna současná energetická situace a zastoupení jednotlivých energetických zdrojů ve výrobě energií. Na základě odborné literatury jsou v práci vypsány základní zdroje nízkopotenciálního tepla a uvedeny způsoby jeho využívání. V další části této práce je popsán způsob výroby chladu, klimatizace dolu a nakládání s odpadním teplem, které při výrobě chladu vzniká. V druhé části práce je návrh a výpočet tepelného výměníku, který bude sloužit pro přehřev vody do závodních sprch a zároveň jako kondenzátor čpavkových pár. V závěru práce je zpracováno ekonomické zhodnocení a výpočet návratnosti investic.

ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

BASELIDES, D. *Waste heat utilization of central HVAC system on Colliery ČSM Stonava, Bachelor thesis*. Ostrava: VŠB - Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Energy Engineering, 2011, 42 p. Thesis head: Kadlec, Z.

This thesis deals with a low potential use of a waste of heat for preheating of the water. The introduction outlines the current energy situation and the representation of different energy sources in an energy production. According to the literature in the work there are listed the basic low potential heat sources and an indication of its use. The next part describes the production of cold, mine air conditioning and the waste of heat, which arises in the production of cold. In the second part there is a design and a calculation of the heat exchanger, which will be used to preheat the water for showers and as a condenser of ammonia pair. The conclusion is about economic effects and the calculation of ROI.

SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK A SYMBOLŮ

A_{zk}	$[m^2]$	plocha půdy
D	$[m]$	vnější průměr
L	$[m]$	charakteristický rozměr
P	$[W]$	příkon
Pr	$[-]$	Prandtlovo kritérium
Q	$[J]$	teplo
\dot{Q}	$[W]$	topný výkon
Re	$[-]$	Reynoldsovo kritérium
S	$[m^2]$	plocha
V	$[m^3]$	objem
c	$[-]$	konstanta
c_p	$[J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$	měrná tepelná kapacita
d	$[m]$	vnitřní průměr
g	$[m \cdot s^{-2}]$	gravitační zrychlení
h	$[m]$	hloubka
i	$[kJ \cdot kg^{-1}]$	entalpie
k	$[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$	součinitel prostupu tepla
k_b	$[-]$	součinitel char. bivalentní provoz
l	$[m]$	délka
l_v	$[kJ \cdot kg^{-1}]$	výparné teplo
m	$[kg]$	hmotnost
\dot{m}	$[kg \cdot s^{-1}]$	hmotnostní tok
n	$[-]$	počet prvků
p	$[Pa]$	tlak
q_z	$[W \cdot m^{-2}]$	tepelný tok ze země
t	$[^{\circ}C]$	teplota
w	$[m \cdot s^{-1}]$	rychlost
Δ	$[-]$	diference
α	$[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$	součinitel přestupu tepla
ε_k	$[-]$	topný faktor
η	$[Pa \cdot s]$	dynamická viskozita
ν	$[m^2 \cdot s^{-1}]$	součinitel přestupu tepla
π	$[-]$	Ludolfovo číslo
ρ	$[kg \cdot m^{-3}]$	hustota
λ	$[W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$	tepelná vodivost

OBSAH

1	Úvod.....	10
2	Nízkopotenciální teplo a jeho zdroje	12
2.1	Přírodní zdroje tepla	12
2.1.1	<i>Venkovní vzduch.....</i>	<i>12</i>
2.1.2	<i>Zemská kůra</i>	<i>13</i>
2.1.3	<i>Povrchové a spodní vody.....</i>	<i>15</i>
2.1.4	<i>Sluneční záření</i>	<i>16</i>
2.2	Zdroje tepla z technologických procesů – odpadní teplo	17
3	Možnosti využívání nízkopotenciálního tepla.....	18
3.1	Výměníky tepla	18
3.1.1	<i>Funkce výměníku</i>	<i>18</i>
3.1.2	<i>Rozdělení výměníků</i>	<i>18</i>
3.1.3	<i>Princip sdílení tepla v rekuperačním výměníku</i>	<i>20</i>
3.2	Tepelné čerpadlo	21
4	Centrální klimatizace na Dole ČSM.....	23
5	Technické řešení centrální klimatizace na dole ČSM na Stonavě	24
5.1	Zařízení strojovny chladu.....	24
5.1.1	<i>Šroubové kompresory.....</i>	<i>25</i>
5.1.2	<i>Odpařovací kondenzátory</i>	<i>25</i>
5.1.3	<i>Deskové kondenzátory.....</i>	<i>26</i>
5.1.4	<i>Vysokotlaký sběrač chladiva – horizontální.....</i>	<i>27</i>
5.1.5	<i>Nízkotlaké odlučovače chladiva – horizontální</i>	<i>27</i>
5.1.6	<i>Deskové výparníky.....</i>	<i>28</i>
5.1.7	<i>Vertikální zásobní nádrže.....</i>	<i>29</i>
5.2	Výroba chladu	29
5.3	Odvod tepla	31
5.4	Chlazení vody.....	32
5.4.1	<i>Jednostupňové chlazení.....</i>	<i>32</i>
5.4.2	<i>Dvoustupňové chlazení.....</i>	<i>32</i>
5.5	Technické řešení sekundárního okruhu	33
5.5.1	<i>Potrubní tahy v dole</i>	<i>34</i>
5.5.2	<i>Chlazení důlních větrů</i>	<i>34</i>
6	Návrh využití odpadního tepla.....	35
6.1	Volba zdroje a výpočet potřebného množství tepla	35
6.2	Výpočet potřebného množství čpavku	36
6.3	Návrh výměníku	36
6.4	Výpočet výměníku tepla.....	37
6.4.1	<i>Průběh teplot ve výměníku</i>	<i>37</i>
6.4.2	<i>Střední logaritmický teplotní rozdíl (kondenzace)</i>	<i>37</i>
6.4.3	<i>Střední logaritmický teplotní rozdíl (ochlazování).....</i>	<i>39</i>
6.4.4	<i>Součinitel přestupu tepla na vnitřní straně trubky</i>	<i>39</i>
6.4.5	<i>Součinitel přestupu tepla při kondenzaci</i>	<i>41</i>
6.4.6	<i>Výpočet součinitele prostupu tepla a celkové délky trubky pro kondenzaci</i>	<i>42</i>
6.4.7	<i>Součinitel přestupu tepla na vnější straně trubky - ochlazování.....</i>	<i>42</i>

6.4.8	<i>Výpočet součinitele prostupu tepla a celkové délky trubky pro ochlazování čpavku</i>	<i>45</i>
6.4.9	<i>Celkové rozměry výměníku</i>	<i>45</i>
6.5	Volba výměníku a jeho umístění	46
7	Ekonomické zhodnocení investic	47
8	Závěr	49
	Seznam použité literatury	
	Seznam grafů, tabulek a obrázků	
	Seznam příloh	
	Přílohy	

1 Úvod

S růstem počtu obyvatel a jejich životní úrovně je velice úzce spojen i nárůst spotřeby energie. Podle statistik se očekává, že celosvětová spotřeba energie do roku 2030 vzroste o 60%. Významně se na tom budou podílet modernizující se země někdejšího třetího světa, nicméně největší nárůst poptávky po energii a energetických zdrojích se očekává od ekonomicky se rozvíjejících zemí Asie (Čína, Indie). Za posledního čtvrt století vzrostla spotřeba fosilních paliv v těchto zemích trojnásobně a výroba elektrické energie vzrostla v Číně za posledních 15 let čtyřnásobně. Naopak životnost světových, ekonomicky vytěžitelných zásob energetických zdrojů se zmenšuje. Za předpokladu konstantní těžby je životnost u uhlí odhadována na 250 let, u ropy na 45 let a u zemního plynu na 65 let. Z tohoto hlediska je energetika založená na fosilních palivech trvale neudržitelná. Od 70. let minulého století, kdy došlo k první ropné krizi, je stále častěji zdůrazňován požadavek trvale udržitelného rozvoje. V České legislativě je trvale udržitelný rozvoj definován jako „rozvoj, který současným i budoucím generacím zachovává možnost uspokojovat jejich základní životní potřeby, a přitom nesnižuje rozmanitost přírody a zachovává přirozené funkce ekosystému“ [8].

Pro zajištění trvale udržitelného rozvoje je nutné, kromě snižování energetické náročnosti výroby a úsporného hospodaření s energiemi, také cílevědomě a smysluplně využívat obnovitelné a druhotné zdroje energie. Využíváním těchto zdrojů lze významně přispět k prodloužení životnosti neobnovitelných energetických zdrojů.

Mezi obnovitelné zdroje energie se řadí sluneční energie, energie vodních toků, energie větru, energie biomasy, geotermální energie, nízkopotenciální teplo prostředí a také odpadní teplo z různých technologických procesů.

V ČR teplo představuje asi 60% z veškeré konečné spotřebované energie. Přitom 62% tepla je vyrobeno z hnědého a černého uhlí, následně 27% ze zemního plynu, 5-ti procenty se na výrobě podílí kapalná paliva a 6% tvoří obnovitelné a ostatní zdroje energie. Právě v této oblasti mohou obnovitelné zdroje sehrát důležitou úlohu a zvýšit tak své procentuální zastoupení na celkové výrobě tepelné energie.

V této bakalářské práci se budu věnovat základním zdrojům nízkopotenciálního tepla a současným možnostem a technologiím jeho využívání. Práce bude obsahovat obecný popis centrální klimatizace na Dole ČSM. Provozem této klimatizace vzniká nemalé množství odpadního tepla. Cílem práce bude, na základě odborné literatury a vlastních znalostí,

navrhnout způsob využití odpadního tepla z centrální klimatizace na Dole ČSM ve Stonavě. Toto teplo bude využito pro ohřev teplé užitkové vody. Poslední část této práce bude zahrnovat ekonomické zhodnocení a výpočet návratnosti investic na pořízení a instalaci nezbytného zařízení pro využití odpadního tepla.

2 Nízkopotenciální teplo a jeho zdroje

Jako nízkopotenciální teplo se označuje teplo, které z důvodu jeho nízké teplotní úrovně nelze běžnými způsoby využívat. Nízkopotenciální teplo, které vzniká při technologických procesech, se ve většině případu bez užitku odvádí do vnějšího prostředí a označuje se jako „odpadní“. Nízkopotenciální teplo nemusí být pouze vedlejším produktem technologických procesů.

Zdroje tepla lze rozdělit do dvou hlavních skupin. První skupina je tvořena tepley různých přírodních zdrojů, zatímco druhou skupinu tvoří již zmiňované odpadní teplo z technologických procesů.

Tato kapitola byla vypracována na základě odborné literatury [5].

2.1 Přírodní zdroje tepla

Mezi přírodní zdroje nízkopotenciálního tepla můžeme zařadit venkovní vzduch, sluneční záření, povrchové a spodní vody a v neposlední řadě zemskou kůru. Z hlediska trvale udržitelného rozvoje jsou tyto zdroje tepla pro účely vytápění ideální, protože představují nevyčerpatelný zdroj energie. Navíc tepelné ztráty budov nebo rozvodů teplonosných médií zajišťují koloběh tepla a tím minimální narušení přirozené tepelné rovnováhy prostředí.

2.1.1 Venkovní vzduch

Využíváním neomezeného energetického potenciálu, který je obsažen atmosférickém vzduchu, bychom mohli pokrýt poměrně velkou část spotřeby tepelné energie potřebné na vytápění. Jelikož odebrané teplo ze vzduchu se vrací zpět formou tepelných ztrát objektů, tepelná rovnováha prostředí je narušována pouze minimálně. Nevýhodou je malá hustota a nízká tepelná kapacita vzduchu. Negativně se také projevuje nízký součinitel přestupu tepla mezi povrchem výparníků a okolním vzduchem. Kvůli těmto dvěma činitelům je zapotřebí zvětšit vnější plochu (nebo celkové rozměry) výparníku a také použít ventilátor, který zajišťuje dostatečný průtok vzduchu výparníkem. Příkon ventilátoru je pak nutno započítat do výpočtu energetických ukazatelů tepelného čerpadla. Další nevýhodou je nutnost instalace náhradního zdroje tepla, který při poklesu venkovní teploty doplňuje svým výkonem tepelné čerpadlo. Tyto zdroje mohou být zapojeny buďto paralelně, nebo jako alternativní zdroj. Při paralelním zapojení pracuje tepelné čerpadlo nepřetržitě a paralelně zapojený zdroj se používá

pouze tehdy, kdy výkon tepelného čerpadla není postačující pro vytápění. Jestliže je použité alternativní zapojení, tepelné čerpadlo pracuje pouze při teplotě okolního vzduchu vyšší než 0 °C, pokud teplota vzduchu klesne pod tuto hranici, tepelné čerpadlo se odstaví a pro vytápění je použitý náhradní zdroj. Další problém představuje námraza, která vzniká na výparnicích při teplotě okolního vzduchu kolem 0 °C. Námraza zhoršuje přestup tepla, a proto ji je nutné odstraňovat.

2.1.2 Zemská kůra

Dalším významným zdrojem nízkopotenciálního tepla je půda neboli poslední vrstva zemské kůry. Je známo, že v klimatických podmínkách, které panují ve střední Evropě, teplota hornin v hloubce 0,8-1 m neklesá pod bod mrazu ani během nejchladnějších dnů v roce. Z menší části je zdrojem tohoto tepla sluneční záření dopadající na povrch země, tj. 5 až 20%, a druhou, poměrně větší část, tvoří toky geotermálního tepla z hlubších vrstev zemské kůry. Toto teplo je ze země odváděno pomocí kolektorů, které mohou být dvojího druhu. Buďto se jedná o horizontální plošné výměníky, nebo vertikální vrtly hluboké až 150 m. Hlavními výhodami tepla ze zemské kůry jsou:

- příznivá teplotní úroveň,
- mírné a relativně pozvolné výkyvy teplot,
- všeobecná dostupnost,
- a neomezená tepelná kapacita.

Hlavní nevýhodou tohoto způsobu vytápění jsou značně velké investiční náklady. Další nevýhodou je předimenzování otopného systému během větší části roku, kdy je tepelné čerpadlo navrženo pro monovalentní provoz. To znamená, že tepelné čerpadlo není doplněno žádným pomocným zdrojem tepla, a proto musí být navrženo tak, aby jeho výkon byl dostačující i v nejchladnějších dnech.

Jak bylo již v předchozím textu zmíněno, existují dva základní způsoby využívání tepla z půdy. Buďto se dá výměník tepla uložit horizontálně cca 1,5 m pod povrch země, nebo do hloubkového vrtu. Oba tyto způsoby vyžadují velké investiční náklady.

2.1.2.1 Horizontální zemní kolektory

V případě horizontálních zemních kolektorů se pro odběr nízkopotenciálního tepla instalují do země plastové trubky o vnějším průměru 20 až 25 mm. Tyto trubky se pokládají do hloubky od 0,3 do 3 m a vzdálenost mezi jednotlivými trubkami je 0,3 až 1,5 m. Pro ekonomicky účinnou realizaci tohoto způsobu využití nízkopotenciálního tepla je třeba znát

roční průběh teplot v jednotlivých hloubkách půdy a taky její vlastnosti. Druh půdy má výrazný vliv na tepelný tok ze země, který se může pohybovat od 6 W/m^2 u masivní kamenité půdy, až do 40 W/m^2 u půdy s přítomností spodní vody.

Jako chladivo se v tomto případě používá nemrznoucí směs polyetylenglykolu s vodou. Cirkulující chladivo o teplotě okolo 0°C odebírá z půdy teplo, čímž dochází k ochlazování půdy. Někdy může dojít i k tomu, že půda v blízkosti výměníku začne zamrzat. To sice má za následek zvýšení hodnoty tepelné vodivosti, ale i vznik volného prostoru v těsné blízkosti trubek v důsledku objemových změn půdy. Tato vznikla vzduchová mezera mezi výměníkem a půdou má nepříznivý vliv na podmínky přestupu tepla, a v konečném zhodnocení má negativní vliv na technicko-ekonomické parametry systému. Tyto nepříznivé důsledky se dají zmírnit, pokud použijeme trubky z pružného materiálu. Tento materiál se pak přizpůsobuje pohybům půdy. Druhou metodou je instalace trubek výměníku do gelové hmoty s vysokým obsahem vody, např. roztok bentonitu. Pro dosažení tepelného výkonu 1 kW a při umístění výměníku do suché půdy je zapotřebí 100 m dlouhý trubkový had. Pokud je tento výměník umístěn do mokré půdy, pak postačí délka 40 m , a při použití bentonitu je dostačující délka pouhých 13 m .

Pro realizaci systému vytápění pomocí zemního kolektoru je třeba určit plochu půdy, ze které bude odváděno teplo. Tuto plochu lze určit pomocí rovnice:

$$A_{zk} = \frac{\dot{Q} \cdot k_b}{q_z} \quad [\text{m}^2] \quad , \quad (2.1)$$

kde: \dot{Q} ...je potřeba nízkopotenciálního tepla, $[\text{W}]$

k_b ...je součinitel charakterizující bivalentní provoz, $[-]$

q_z ...je tepelný tok ze země závislý na druhu půdy:

kamenitá půda – 6 až 10 W/m^2 ,

suchá písčitá půda – 20 W/m^2 ,

vlhká písčitá půda – 25 W/m^2 ,

suchá hlinitá půda – 30 W/m^2 ,

vlhká hlinitá půda – 35 W/m^2 ,

půda s přítomností spodní vody – 40 W/m^2 .

2.1.2.2 Hloubkové vrtý

Pro tento systém se používá také název: hloubkové sondy pro získávání energie prostředí. U tohoto systému využívání energie prostředí se do země vyhloubí 2 až 3 vrtý vzdálené od sebe přibližně 5 m. Hloubka vrtů může být různá, pohybuje se od 40 do 150 m. Do těchto vrtů jsou instalovány tepelné výměníky, které jsou tvořeny svazkem kovových trubek s plastovým povrchem bránícím korozi. Pokud uvažujeme hustotu tepelného toku 50 W na jeden metr hloubky vrtu, pak pro rodinný dům se spotřebou 12 kW postačí 2 vrtý o hloubce 120 m.

2.1.3 Povrchové a spodní vody

Mezi významné přírodní zdroje nízkopotenciálního tepla pro tepelná čerpadla lze zařadit i povrchové a spodní vody. Teplota těchto vod je celoročně nižší než teplota okolního vzduchu a jen ve výjimečných případech překročí 20 °C. Denní i měsíční výkyvy teploty jsou mírnější, což dělá tento zdroj tepla ve srovnání se vzduchem výhodnější.

2.1.3.1 Podzemní voda

Podzemní vodě jako zdroji nízkopotenciálního tepla je v řadě publikací přisuzován velký význam. Hlavním důvodem je téměř neměnná teplota v průběhu celého roku. Teplotu podzemní nebo i studniční vody lze vypočítat ze vztahu:

$$t_w = t_s + 1 + 0,03 \cdot h \quad [^{\circ}\text{C}] \quad , \quad (2.2)$$

kde:

t_s	je průměrná roční teplota vzduchu,	$[^{\circ}\text{C}]$
h	je hloubka pramenu pod povrchem,	$[m]$
0,03	je geotermický gradient.	$[K \cdot m^{-1}]$

Při používání podzemní vody jako zdroje nízkopotenciálního tepla je třeba brát v úvahu to, že množství odebrané vody závisí na požadovaném výkonu tepelného čerpadla (TČ). Z dosavadních zkušeností vyplývá, že na 1 kW topného výkonu je zapotřebí 0,02 až 0,03 $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$ vody. Spodní vodu jako zdroj energie se využívá především v lokalitách s nízkými teplotami vzduchu a především tehdy, pokud je TČ instalováno pro monovalentní provoz. V tomto případě se hloubí dvě studny v dostatečně vzdálenosti od sebe. Z první,

zdrojové studny, se odebírá voda, druhá studna se používá jako přepadová a je vhodné, aby byla situována v předpokládaném směru proudění spodních vod. Vlivem dlouhodobých odběru spodní vody může dojít k zanesení vodních cest. Toto má za následek snížení vydatnosti zdrojové studny. V tomto případě se doporučuje výměna funkcí studní.

2.1.3.2 Povrchové vody

Využívání povrchových vod tepelnými čerpadly je možné, ale doprovází je řada obtíží. Ve zdejších klimatických podmínkách v zimním období klesá průtok řek a teplota povrchové vody spadá až k bodu mrazu. Z těchto důvodů je jako zdroj tepla pro TČ vhodná především ta voda, která je oteplená vlivem průmyslových činností.

Při odebírání tepla ze zdroje lze využít přímý nebo nepřímý systém. V případě přímého systému je voda ze zdroje čerpána k výparníku tepelného čerpadla. Místo odběru vody je v tomto případě možné řídit, a to tak, že se vždy odebírá voda o vyšší teplotě. V letním období se čerpá voda od hladiny a v zimě ode dna. V případě nepřímého systému je v povrchové vodě umístěn výměník. Teplonosná látka, nejčastěji nemrznoucí směs, odebírá teplo ze zdroje a přivádí jej do výparníku tepelného čerpadla. Nevýhodou nepřímého systému odvádění tepla ze zdroje je vícenásobný přestup tepla, kvůli kterému musí TČ pracovat s nižší vypařovací teplotou. Výhodou je, že tento systém může pracovat i v případě, kdy teplota zdroje klesne k 0 °C. Další výhodou je, že teplosměnná plocha výparníku není zanášená nečistotami, tudíž se nemusí čistit a údržba zařízení je o to jednodušší.

2.1.4 Sluneční záření

Na povrch Země dopadá neustálý tok slunečního záření. Toto záření se v našich klimatických podmínkách může využívat k mnoha účelům. Mezi nejvíc používané patří ohřev pitné vody a vytápění rodinných domů. Nevýhodou tohoto zdroje je jeho proměnlivost v průběhu dne a noci a také během ročních období, tím spíše, že intenzita slunečního záření klesá s rostoucí zeměpisnou šířkou. Zeměpisná poloha České Republiky je z hlediska dostupnosti a intenzity slunečního záření vhodná pro praktické využívání tohoto zdroje přírodní energie, a to především nízkoteplotními energetickými systémy.

Pro transformaci slunečního záření na tepelnou energii se používají takzvané solární systémy. Tyto můžou být provozované jako monovalentní (pracují pouze v letním období) nebo bivalentní systémy, které se využívají po celý rok. Základní komponentou těchto systému je sluneční kolektor nebo absorbér. Pokud je tento absorbér, popř. kolektor vhodně zkonstruován, může v letních měsících dosahovat takových teplot a množství tepla, že použití

dalšího zdroje tepla není zapotřebí. Toto představuje velkou výhodu oproti jiným přírodním zdrojům nízkopotencialního tepla. Bohužel takovýto výkon mají solární systémy pouze v období s největším slunečním svitem, a proto se doplňují tepelnými čerpadly. Pokud je systém absorberů, popř. kolektorů doplněný tepelným čerpadlem, prodlužuje se tímto doba jeho ročního využití. Při návrhu systému, který využívá energii slunce, hraje důležitou roli ekonomické hledisko. Vychází se především z finančních nákladů na tepelné čerpadlo, sluneční kolektory nebo absorbéry. Není pravidlem, že nejlepší kolektory musí mít tu nejvyšší účinnost. Často je výhodnější investovat méně peněz do méně účinných kolektorů, ale zato s delší životností a vyšší provozní spolehlivostí.

2.2 Zdroje tepla z technologických procesů – odpadní teplo

Co se týče této skupiny, jedná se o teplo médií, jejichž teplota při opuštění zařízení nebo prostoru, ve kterých probíhají technologické procesy, je vyšší než teplota okolí. Takovýmito zařízeními jsou většinou chladiče hydraulických nebo pneumatických strojů. Pokud je pro vytápění nebo jiné bezprostřední využití teplota látky příliš nízká, může být využita jako zdroj tepla pro tepelné čerpadlo. Pokud však teplota média dosahuje příliš vysokých hodnot, vyšších než je dovolená dolní vypařovací teplota tepelného čerpadla, je nutné využít toto teplo pro rekuperaci a teprve takto ochlazenou látku použít jako zdroj tepla pro tepelné čerpadlo. Největší výhodou tohoto zdroje tepla je to, že bývá k dispozici nezávisle na počasí nebo ročním období. Typickým příkladem tohoto zdroje je klimatizace Dolu ČSM, které je věnována kapitola č. 5.

3 Možnosti využívání nízkopotenciálního tepla

V současné době existují dva hlavní způsoby využívání nízkopotenciálního tepla. Pokud je teplotní úroveň zdroje tepla dostatečně vysoká, nebo pro daný účel postačující, může se využívat přímo pomocí tepelných výměníků. V opačném případě je nutno toto nízkoteplotní teplo transformovat (přečerpat) na vyšší teplotní úroveň. Zařízení určená pro takovéto navýšení teplotní úrovně se nazývají tepelná čerpadla.

3.1 Výměníky tepla

Tato podkapitola bakalářské práce se zabývá stručným seznámením s výměníky tepla, jejich základním rozdělením a principem sdílení tepla v rekuperačním výměníku.

3.1.1 Funkce výměníku

Výměníky tepla jsou zařízení, jež slouží pro výměnu tepla mezi dvěma médii o různé teplotě. Výměna tepla ve výměníku probíhá shodně s Clausiusovou formulací druhého termodynamického zákona, a to tak, že teplo přechází samovolně z média o vyšší teplotě na médium o teplotě nižší. Tyto přestupy tepla mohou probíhat různými způsoby, v závislosti na druhu výměníků.

3.1.2 Rozdělení výměníků

Výměníky tepla lze rozdělit podle různých kritérií. Mezi základní kritéria patří způsob předávání tepla a účel použití výměníku.

3.1.2.1 Rozdělení podle účelu použití výměníku

Podle tohoto kritéria můžeme tepelné výměníky rozdělit do několika skupin. Pokud je účelem výměníku ochlazení látky bez změny skupenství, jedná se o chladič. Pro obrácený proces, tj. ohřev látky, se používají ohříváče, případně přehříváče a přehříváky. Pokud ve výměníku dochází ke změně skupenství látky jejím ochlazováním, hovoříme o kondenzátorech. Opačný proces, tj. vypařování, probíhá zase ve výparnících.

3.1.2.2 Rozdělení podle způsobu předávání tepla

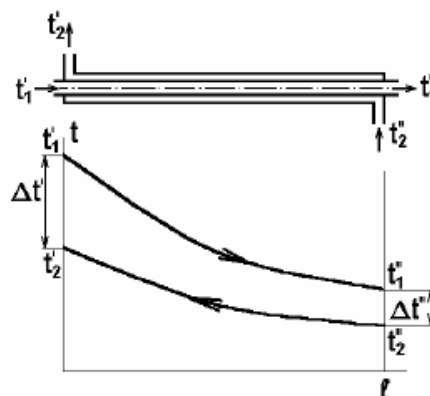
Podle tohoto kritéria rozlišujeme výměníky směšovací, ve kterých teplá i studená látka přicházejí do přímého kontaktu, např. chladicí věže. Dalšími typy výměníků jsou výměníky povrchové, které se dále dělí na regenerativní a rekuperativní. Regenerativní výměníky jsou takové, v nichž jsou stěny pracovního prostoru, které plní funkci jakéhosi akumulátoru tepelné energie, střídavě omývány teplou a chladnou tekutinou. V rekuperativních výměnících dochází k výměně tepla přes pevnou stěnu, která odděluje proudící látky. Rekuperativní výměníky lze dále rozdělit podle vzájemného proudění médií. Poslední skupinu tvoří tzv. tepelné trubice - zde se přenos tepla dokonává během fázových změn.

Rozdělení rekuperativních výměníků podle vzájemného směru proudění médií

Směry proudění mají nezanedbatelný vliv na výměnu tepla mezi médii.

Protiproudé výměníky

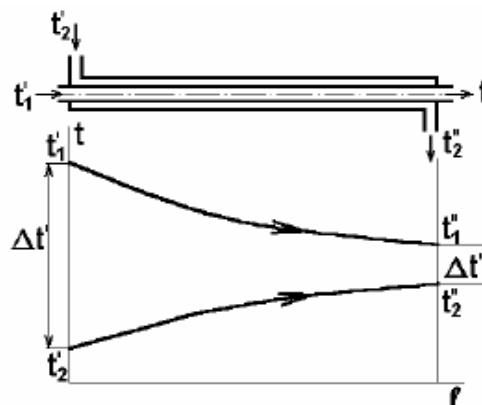
V případě protiproudého výměníku látky proudí rovnoběžně, ale každá v opačném směru. Způsob proudění a průběh teplot v protiproudém výměníku je zobrazen na obr. č. 3.1.



Obr. č. 3.1 Schéma a průběh teplot v protiproudém výměníku.

Souproudé výměníky

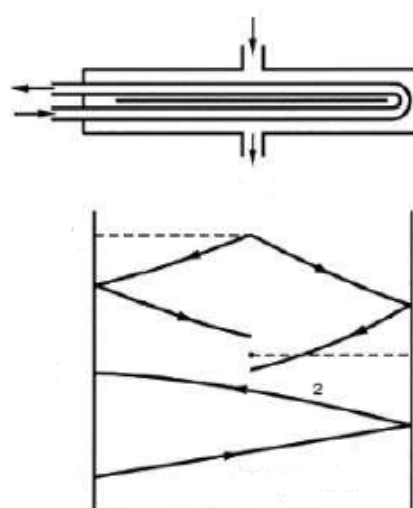
Směr proudů obou médií je v souproudém výměníku shodný, jak je zobrazeno na obr. č. 3.2.



Obr. č. 3.2 Schéma a průběh teplot v souproudém výměníku.

Výměníky s křížovým směrem proudění

Ve výměníku s křížovým směrem proudění svírají průměty proudů pravý úhel. Směr proudění i průběh teplot jsou znázorněny na obr. č. 3.3.



Obr. č. 3.3 Schéma a průběh teplot ve výměníku s křížovým směrem proudění.

3.1.3 Princip sdílení tepla v rekuperačním výměníku

Jak již bylo v předchozím textu zmíněno, v rekuperačním výměníku dochází k přestupu tepla z jednoho média na druhé přes pevnou stěnu, která obě média odděluje. Podle zdroje [2] je sdílení tepelné energie ovlivněno prostupem tepla stěnou a přestupem tepla na obou stranách stěny.

Při výpočtu výměníku vycházíme z rovnice tepelné bilance. Jestliže neuvažujeme tepelné ztráty výměníku, pak platí podle zákona zachování energie:

$$\dot{Q} = \dot{m}_1 \cdot c_{p1} \cdot (t'_1 - t''_1) = \dot{m}_2 \cdot c_{p2} \cdot (t''_2 - t'_2) \quad [W] \quad , \quad (3.1)$$

kde:

\dot{Q}	je tepelný výkon výměníku,	$[W]$
$\dot{m}_1, \dot{m}_2 \dots$	jsou hmotnostní průtoky teplejší a chladnější látky,	$[kg \cdot s^{-1}]$
$c_{p1}, c_{p2} \dots$	střední měrné tepelné kapacity látek,	$[J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$
$t'_1, t''_1 \dots$	je vstupní a výstupní teplota teplejší látky,	$[^{\circ}C]$
$t''_2, t'_2 \dots$	je vstupní a výstupní teplota chladnější látky.	$[^{\circ}C]$

Pokud při sdílení tepla ve výměníku dochází ke změně skupenství látek, pak se tepelná bilance určí z rozdílu entalpií.

Velikost teplosměnné plochy výměníku se určí z rovnice pro tepelný výkon výměníku:

$$\dot{Q} = k \cdot S \cdot \Delta t_s \Rightarrow S = \frac{\dot{Q}}{k \cdot \Delta t_s} \quad [m^2] \quad , \quad (3.2)$$

kde:

$$\begin{aligned} S & \dots \text{je teplosměnná plocha výměníku,} & [m^2] \\ k & \dots \text{je součinitel prostupu tepla,} & [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}] \\ \dot{Q} & \dots \text{je tepelný výkon výměníku,} & [W] \\ \Delta t_s & \dots \text{je střední rozdíl teplot proudících látek.} & [^{\circ}C, K] \end{aligned}$$

Střední teplotní rozdíl pro souproudý i protiproudý výměník je určen vztahem:

$$\Delta t_s = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} \quad , \quad [^{\circ}C, K] \quad (3.3)$$

kde teplotní rozdíly Δt_1 a Δt_2 se určí dle rovnic:

$$\begin{aligned} \Delta t_1 &= t'_1 - t'_2 \quad , \quad [^{\circ}C, K] \\ \Delta t_2 &= t''_1 - t''_2 \quad , \quad [^{\circ}C, K] \end{aligned} \quad (3.4)$$

a teploty t'_1, t', t''_1, t''_2 jsou vstupní a výstupní teploty látek viz obr. č. 3.1 a 3.2.

Výpočet středního rozdílu teplot pro výměník s křížovým směrem proudění je o něco komplikovanější. Ve většině případů se vychází ze středního teplotního rozdílu pro protiproudý výměník. Tento se však násobí opravným součinitelem.

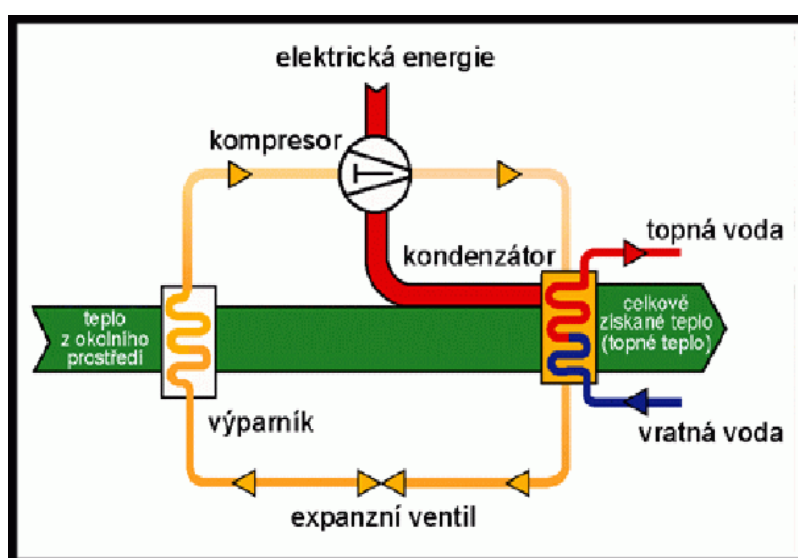
Problematika určování součinitele prostupu tepla je velice rozsáhlá a není předmětem této práce. Veškeré vztahy a postup tepelného výpočtu výměníku je podrobně popsán v literatuře [2].

3.2 Tepelné čerpadlo

Druhým způsobem využití nízkopotenciálního tepla je zapojení zařízení, které umožňuje využít i teplo o velice nízkých teplotách. Toto zařízení se jmenuje tepelné čerpadlo. Jelikož tepelné čerpadlo ve své práci nebude využívat, nebude se jím dále podrobně zabývat. Princip, na kterém pracuje, bude popsán velice stručně.

Princip tepelného čerpadla

Hlavními komponenty tepelného čerpadla jsou dva výměníky (výparník a kondenzátor), kompresor a expanzní ventil. Jak je znázorněno na obr. č. 3.4, ve výparníku dochází k odběru tepelné energie z prostředí. Teplo je využito především ke změně skupenství chladiva – odpaření. Páry chladiva jsou následně nasávány kompresorem a stlačeny na určitý tlak. Během komprese také dochází k navýšení tepla chladiva vlivem přeměny části elektrické energie na tepelnou. Stlačené páry chladiva proudí do kondenzátoru, kde odevzdají teplo topné vodě a zkondenzují. Přes expanzní ventil proudí zkapalněné chladivo do výparníku, a tím se celý okruh uzavírá.



Obr. č. 3.4 Principiální schéma tepelného čerpadla.

Hlavním ukazatelem efektivnosti tepelného čerpadla je takzvaný topný faktor. Ten je definován jako poměr topného výkonu tepelného čerpadla k dodané práci kompresoru.

$$\varepsilon_k = \frac{Q_k}{P_k}, \quad [-] \quad (3.5)$$

kde:

Q_k ... je topný výkon tepelného čerpadla, $[W]$

P_k ... je příkon kompresoru. $[W]$

4 Centrální klimatizace na Dole ČSM

Výstavba Dolu ČSM byla zahájena v 50. letech minulého století, díky čemuž se důl řadí mezi nejmladší doly těžební společnosti OKD, a.s. Pro zajištění další činnosti dolu bylo v 90. letech minulého století rozhodnuto o prohloubení vtažných jam závodu Sever a závodu Jih a následné výstavbě nového těžebního patra na úrovni -1150 m.

Se zvětšující se hloubkou důlních pracovišť se zhoršují i mikroklimatické podmínky a tím stoupají rizika hornické činnosti. Pracovníci jsou zatíženi různými aerologickými vlivy, zejména vysokou teplotou pracovního prostředí. Největší vliv na teplotu důlních větrů má teplota původních hornin, která je projevem fyzikálně-chemických procesů uvnitř Země.

Teplota hornin je závislá na geotermickém stupni. Geotermický stupeň je míra udávající vzdálenost do středu Země, na které teplota stoupne o 1°C. Tato vzdálenost se na různých místech zeměkoule liší. Geotermický stupeň pro doly OKD je roven 33 m. Níže uvedená tabulka znázorňuje teploty horského masivu v různých hloubkách.

Tabulka č. 4.1 Teploty masivu v různých hloubkách

Hloubka (m)	Teploty (°C)			
	závod Sever		závod Jih	
	max.	min.	max.	min.
-600	35,38	33,33	35,43	33,43
-800	42,59	40,54	42,67	40,54
-1000	49,87	47,52	49,89	47,51

Geologicko-průzkumnými pracemi byly zjištěny ložiska ekonomicky vytěžitelného uhlí na několik desetiletí. Aby bylo možné tyto zásoby vytěžit, při dodržení vyhovujících mikroklimatických podmínek na pracovištích, určených Nařízením vlády č. 361/2007 Sb., ze dne 12. 12. 2007, se v roce 2007 rozhodlo o výstavbě centrální klimatizace.

Centrální klimatizace byla realizována podle studie, kterou vypracoval Prof. dr hab. Inž. Nikodem Szlązak a kol., z Akademii Górniczo-Hutniczej w Krakowie, a to: klimatizace s výrobou chladu na povrchu a následnou dopravou studené vody do podzemí. Studená voda je dopravována na úroveň 5. patra (- 806,0 m b.p.v.) do výměníku, ve kterém je provedena redukce hydraulického přetlaku. Odtud je dále rozvedena potrubním systémem chladové a vratné vody až k jednotlivým chladičům umístěným na důlních pracovištích [6].

Při výrobě chladu vzniká velké množství odpadního tepla, které se v současnosti nijak nevyužívá. Cílem této práce je navrhnout způsob, jak toto teplo využít. Z toho důvodu je nezbytné vysvětlit princip výroby chladu a popsat, jak v současnosti klimatizace funguje. Celé této problematice je věnována následující kapitola.

5 Technické řešení centrální klimatizace na dole

ČSM na Stonavě

V této kapitole popisují technické řešení jednotlivých okruhů centrální klimatizace, funkci a technické parametry některých základních zařízení umístěných ve strojovně. Dále se zabývám výrobou chladu, základními režimy chlazení důlní vody a její dopravou do podzemí dolu. Celá tato kapitola je vypracována na základě literatury [1] a [6] a dalších podkladů, které mi byly poskytnuty Dolem ČSM.

5.1 Zařízení strojovny chladu

Chlad je vyráběn na povrchu závodu Jih ve strojovně určené pouze k tomuto účelu. Ve strojovně se nachází šest šroubových kompresorů, které jsou určeny pro stlačování pár čpavku. Na střeše strojovny se nacházejí tři odpařovací kondenzátory, ve kterých se stlačené chladivo NH_3 ochlazuje a zkapalňuje. Jelikož kondenzační výkon těchto výměníků není dostačující, jsou doplněny třemi deskovými kondenzátory, které jsou umístěny ve strojovně. Zkapalněné chladivo je pak shromažďováno ve vysokotlakém sběrači. Odtud je čpavek nastříkáván do čtyř nízkotlakých odlučovačů. Na střeše strojovny se nacházejí rovněž tři chladicí věže, které jsou využívány buď k přímému chlazení oteplené vody z dolu tzv. „freecooling“, především v zimním období, kdy jsou pro to příznivé klimatické podmínky, nebo ke chlazení teplé vody z deskových kondenzátorů sloužících ke zkapalnění čpavkových pár. Ve strojovně jsou umístěny dvě vertikální zásobní nádrže pro ochlazenou vodu, primární čerpadla zajišťující dopravu oteplené vody k šesti deskovým výparníkům a sekundární čerpadla dopravující studenou vodu do podzemí. Potrubí je zhotoveno z černých bezešvých hladkých ocelových trubek. Pro okruh teplosměnných látek z oceli tř. 11 a z oceli 12 021 pro okruh chladiva R-717.

5.1.1 Šroubové kompresory

Stlačované médium:	R 717
Teoretický nasávaný objem:	2390 m ³ /h
Variabilní kompresní poměr:	1,8 – 4
Provozní podmínky 1	
Vypařovací teplota / tlak:	-1,2C /3,111 bar
Kondenzační teplota / tlak:	+30 °C /11,5 bar
Chladicí výkon:	2.261 kW
Příkon elektromotoru:	397,5 kW

Provozní podmínky 2	
Vypařovací teplota / tlak:	+5,9 °C /4,33 bar
Kondenzační teplota / tlak:	+30 °C /11,5 bar
Chladicí výkon:	2 898 kW
Příkon elektromotoru:	388,6 kW
Rozměry (D x Š x V):	5045 x 2140 x 2700 mm
Hmotnost:	6750 kg

5.1.2 Odpařovací kondenzátory

Odpařovací kondenzátory jsou tepelné výměníky. Ochlazované médium (čpavek) prochází svazkem trubek, který je neustále sprchován studenou vodou. Voda při kontaktu s trubkou odebírá trubce teplo a tím ji ochlazuje. Část vody se odpaří a odchází do atmosféry jako vodní pára, zbytek vody se shromažďuje ve sběrné vaně. Ta je vybavena topnými tělesy, která zabraňují zamrzání vody v zimním období. Odpařovací kondenzátory jsou vybaveny ventilátory, které ženou vzduch proti směru padající vody a tím ji ochlazují.

Technické parametry odpařovacího kondenzátoru:

Kondenzační výkon:	4.615,7 kW
Kondenzační teplota:	30 °C
Teplota mokrého teploměru:	21 °C
Průtok vody:	336,24 m ³ /h
Maximální odpar:	cca 1,5 dm ³ /s
Příkon topných těles:	4 x 5,0 kW

5.1.3 Deskové kondenzátory

Deskový kondenzátor LWC je deskový tepelný výměník s nerezovými deskami svařenými do dvoudeskových kazet. Čpavek kondenzuje v uvedené kazetě mezi svařenými deskami, kdežto voda je ohřívána v kanálové šterbině mezi jednotlivými dvoudeskovými kazetami. Deskový kondenzátor je zobrazen na obr. č. 5.1.

Technické parametry deskového kondenzátoru:

Chladivo:	NH ₃
Kondenzační výkon:	1 678 kW
Vstupní teplota par z výtlaku:	+70 °C
Kondenzační teplota:	+30 °C
Průtok vody:	222 m ³ /h
Vstupní teplota chladicí látky:	+ 24 °C
Výstupní teplota chladicí látky:	+ 30 °C
Tlaková ztráta na straně chladicí látky:	60kPa
Materiál desek:	AISI 316 /0.6 mm
Rozměry (D x Š x V):	1 516 x 580 x 1 657 mm
Hmotnost (netto):	1 593 kg



Obr. č. 5.1 Deskové kondenzátory ve strojovně centrální klimatizace.

5.1.4 Vysokotlaký sběrač chladiva – horizontální

Vysokotlaký sběrač chladiva je nádoba, která slouží jako zásobník tekutého chladiva. Chladivo ve vysokotlakém sběrači má teplotu 30 °C. Z tohoto zásobníku je čpavek nastříkáván do čtyř nízkotlakých odlučovačů (+ 6/ -1 °C). Je to horizontálně uložená válcová nádoba se dvěma klenutými dny přivařenými k plášti. Je opatřena hrdly sloužícími k připojení potrubí a dalších nezbytných zařízení, zajišťujících správnou funkci sběrače.

Technické parametry vysokotlakého sběrače chladiva:

Průměr:	1 600 mm
Délka válcové části:	3 000 mm
Vnitřní objem:	6 300 dm ³
Hmotnost:	2 900 kg

5.1.5 Nízkotlaké odlučovače chladiva – horizontální

Nízkotlaké odlučovače chladiva jsou horizontálně uložené válcové nádrže se dvěma klenutými dny přivařenými k základnímu válci. Každý odlučovač je vybaven potrubními přípojkami, plovákovým ventilem na vstupu chladiva do nádrže a dalším potřebným vybavením dle ČSN 69 0010. Tato nádrž neslouží pouze jako zásobník kapalného chladiva, ale též jako odlučovač kapalného chladiva z čpavkových pár. Tato funkce chrání kompresor nasávající páry čpavku před kapalinovým rázem.

Technické parametry odlučovačů

1 ks nízkotlaký odlučovač chladiva S410 horizontální +6 (-1°C)

Průměr:	2 200 mm
Délka válcové části:	4 000 mm
Vnitřní objem:	15 100 dm ³
Hmotnost:	5 300 kg

1 ks nízkotlaký odlučovač chladiva S420 horizontální -1°C

Průměr:	2 200 mm
Délka válcové části:	4 000 mm
Vnitřní objem:	12 500 dm ³
Hmotnost:	4 800 kg

1 ks nízkotlaký odlučovač chladiva S430 horizontální +6 (-1°C)

Průměr: 1 600 mm

Délka válcové části: 4 000 mm

Vnitřní objem: 8 000 dm³

Hmotnost: 3 600 kg

1 ks nízkotlaký odlučovač chladiva S440 horizontální -1°C

Průměr: 1 400 mm

Délka válcové části: 4 000 mm

Vnitřní objem: 6 100 dm³

Hmotnost: 2 600 kg

5.1.6 Deskové výparníky

Deskový výparník LWC je deskový tepelný výměník s nerezovými deskami svařenými do dvoudeskových kazet. Čpavek proudí v uvedené kazetě mezi svařenými deskami, odebírá teplo vodě a odpařuje se, kdežto voda je vychlazována v kanálové šterbině mezi jednotlivými dvoudeskovými kazetami.

Technická data výparníku:

Chladicí výkon 1 2926 kW

Chladivo: čpavek, R 717

Vypařovací teplota: +6,3 °C

Ochlazovaná látka: voda

Vstupní teplota ochlazované látky: 21,3 °C

Výstupní teplota ochlazované látky: 10,0 °C

Chladicí výkon 2: 2312 kW

Chladivo: čpavek, R 717

Vypařovací teplota: -0,9 °C

Ochlazovaná látka: voda

Vstupní teplota ochlazované látky: 10,2 °C

Výstupní teplota ochlazované látky: 1,3 °C

Průtočné množství ochlazované látky:	222 m ³ /h
Tlaková ztráta na straně ochlaz. látky:	45 kPa
Materiál desek:	AISI 316 /0.6 mm
Rozměry (D x Š x V):	1.826 x 820 x 2.212 mm
Hmotnost (netto):	3.123 kg

5.1.7 Vertikální zásobní nádrže

Ve strojovně centrální klimatizace se nacházejí dvě beztlaké zásobní nádrže vyrobené z ocelového plechu. Jsou opatřeny potrubními přípojkami, přepadem, výpustí, a teplotními čidly. Tyto nádrže jsou v horní části otevřené.

Technická data nádrže:

Průměr:	3 600 mm
Délka válcové části:	6 000 mm
Vnitřní objem: max.	57 200 m ³
Hmotnost přepravní / provozní:	12 300 / 69 500 kg

5.2 Výroba chladu

Klimatizace funguje na principu obráceného tepelného oběhu s jednotnou kondenzační teplotou, ale se dvěma různými vypařovacími teplotami (dva chladicí stupně). Jako chladivo je využíván čpavek NH₃. Označuje se také jako chladivo R-717.

Chemické a fyzikální vlastnosti chladiva R-717:

látká skupiny výbušnosti	IIA
koncentrace s největším nebezpečím vznícení	24,5/17,0 % obj.
bod vznícení	630 °C
dolní mez výbušnosti	15% obj.
horní mez výbušnosti	28% obj.
kritická koncentrace	7,5% obj. (53g/m ³)
třída výbušnosti	P
skupina vznícení	A
teplota varu při atmosférickém tlaku	-33,57 °C
výparné teplo při atmosférickém tlaku	1371,64 kJ/kg

Celková náplň chladiva v systému:

Náplň pro první etapu	7 500 kg
Náplň pro druhou etapu	12 000 kg

K výrobě chladu slouží šest kompresorových jednotek. Tyto jednotky jsou seřazeny tak, že vždy dvě vytvářejí jeden blok dvoustupňového chlazení. Chladicí výkon každého takového bloku je 5MW. Z nízkotlakých odlučovačů jsou čpavkové páry nasávány šroubovými kompresory a stlačeny na tlak, jemuž odpovídá kondenzační teplota 30 °C. Šroubový kompresor je zobrazen na obr. č. 5.2. Takto stlačený čpavek o teplotě až 70 °C je veden do odpařovacích kondenzátorů umístěných na střeše strojovny a paralelně zapojených deskových kondenzátorů. Deskové kondenzátory jsou využívány především v letních měsících, kdy venkovní teplota neumožňuje využívat chladicí věže k předchlazení důlní (oteplené) vody a chladicí výkon odpařovacích kondenzátorů není dostačující. Zkapalněné chladivo je následně shromažďováno ve vysokotlakém sběrači. Odtud je čpavek nastříkovan do čtyř nízkotlakých odlučovačů. Z nízkotlakých odlučovačů čpavek proudí kapalinovým potrubím do deskových výparníků, kde odebírá teplo vodě a odpařuje se. Páry čpavku se vracejí zpět do nízkotlakých odlučovačů. Tímto je celý cyklus uzavřen. Schéma oběhu je znázorněno v příloze č. 1.



Obr. č. 5.2 Šroubový kompresor v budově centrální klimatizace Dolu ČSM.

5.3 Odvod tepla

Jak bylo již v předchozím textu zmíněno, klimatizace pracuje na principu obráceného Clausius-Rankinova oběhu. Tento oběh se skládá ze čtyř procesů: vypařování, komprese, kondenzace a expanze. Během kondenzace nejdříve dochází k ochlazení látky ze 70 na 30 °C a následně k odevzdání kondenzátního tepla chladicí látce. Množství odevzdaného tepla lze určit z rozdílu entalpií čpavku před a po kondenzaci, a hmotnostního průtoku čpavku.

Parametry média před kondenzací (na výtlaku z kompresoru):

$$p_v = 11,5 \text{ bar} \quad t_v = 70 \text{ }^\circ\text{C} \quad \Rightarrow i_v = 1604 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Parametry média po ochlazení na kondenzační teplotu (horní mezní křivka):

$$p_v = 11,5 \text{ bar} \quad t_v = 30 \text{ }^\circ\text{C} \quad \Rightarrow i'' = 1486 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Parametry média po kondenzaci (dolní mezní křivka) :

$$p_k = 11,5 \text{ bar} \quad t_k = 70 \text{ }^\circ\text{C} \quad \Rightarrow i' = 265 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$\begin{aligned} \dot{Q} &= \dot{m}_c \cdot \Delta i & [\text{kW}] \\ \dot{Q} &= 2,1 \cdot 1339 = 2812 \text{ kW} \end{aligned} \quad , \quad (5.1)$$

kde:

$$\begin{aligned} \dot{m}_c &\dots\dots \text{je hmotnostní průtok čpavku} & [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}] \\ \Delta i &\dots\dots \text{je rozdíl entalpií čpavku před a po kondenzaci} & [\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}] \end{aligned}$$

Při provozu jednoho kompresoru pracujícího na plný výkon se během kondenzace odvádí 2,8 MW_t. Jestliže klimatizace pracuje na plný výkon, je k dispozici cca 16,9 MW_t. Toto teplo je odváděno, buďto přímo do ovzduší v odpařovacích kondenzátorech, anebo jej v deskových kondenzátorech přebírá voda, která je následně ochlazená v chladicích věžích na střeše strojovny. Takto je teplo bez užitku odváděno do okolního prostředí.

5.4 Chlazení vody

Existují dva hlavní režimy chlazení vody. Volba režimu je závislá na klimatických podmínkách, tedy na ročním období, nebo na teplotě oteplené vody vracející se z dolu. Oběh může pracovat s jednostupňovým nebo dvoustupňovým chlazením vody.

5.4.1 Jednostupňové chlazení

V zimním období, pokud to venkovní teplota dovoluje, je voda z dolu o teplotě cca 23 °C vedena do chladicích věží, kde je předchlazena na teplotu min. 5 °C. Následně je dochlazena v deskovém výparníku prvního sacího odlučovače na teplotu 1,3 °C. Takto ochlazená voda protéká přes deskový výparník druhého sacího odlučovače, který je při tomto režimu chlazení mimo provoz, do sběrného potrubí. Odtud je voda dopravována sekundárními čerpadly do dolu.

Tento režim se využívá i v letních měsících, kdy voda z dolu dosahuje maximálně 10 °C. Rozdíl je pouze v tom, že voda neprochází chladicími věžemi, ale rovnou protéká deskovými výparníky (výparník druhého sacího odlučovače je odstaven). Opět je ochlazená na teplotu cca 1,3 °C a čerpána sekundárními čerpadly do podzemí.

5.4.2 Dvoustupňové chlazení

Tento režim je využíván tehdy, kdy teplota vody z dolu dosahuje 23 °C a venkovní teplota nedovoluje využít chladicích věží k chlazení důlní vody (freecooling). V tomto případě pracují kompresory s rozdílnými vypařovacími teplotami.

Oteplená voda proudí do první vertikální nádrže, kde se mísí s přebytkem vychlazené vody z druhé vertikální nádrže. Takto smíchaná voda je pak hnána primárními čerpadly do deskového výparníku prvního sacího odlučovače. Tento odlučovač pracuje s vypařovací teplotou +6 °C. Odtud voda proudí do výparníku druhého sacího odlučovače pracujícího s odpařovací teplotou -1 °C. V tomto výparníku se voda dochladí na požadovanou teplotu +1,3 °C a vrací se do druhé vertikální nádrže, odkud je sekundárními čerpadly dopravována do podzemí.

5.5 Technické řešení sekundárního okruhu

Celý klimatizační systém se skládá ze dvou hlavních okruhů: primárního, ve kterém se vyrábí „chlad“, a sekundárního, ve kterém proudí ochlazená voda na cca 1,3 °C do podzemí a oteplená voda z důlních pracovišť je vytlačována zpět na povrch. Pro dopravu vody do podzemí a zpět na povrch slouží dva potrubní tahy umístěné ve vtažné jámě závodu Jih. Každý z tahů má délku 1070 m. Tyto potrubní tahy vedou vodu do komory centrální klimatizace na úroveň pátého patra. Potrubí je každých 60 m kotveno ke stěně jámy pomocí pevných úchyťů. Mezi pevnými úchyty jsou instalované ještě suvné úchyty. Za každým pevným úchytem je instalováno zařízení ke kompenzaci délkových změn potrubí, které jsou způsobené změnami teplot proudící vody. Potrubí, ve kterém proudí studená voda, je zaizolováno, aby nedocházelo k prostupu tepla z okolí a tím k ohřívání chladicí vody.

Na úrovni pátého patra (- 800 m b.p.v.) v komoře centrální klimatizace se nachází trojkomorový výměník sloužící k redukci hydraulického přetlaku, který zároveň zajišťuje dopravu oteplené vody zpět na povrch. Dále se zde nacházejí filtry, expanzní tlakové nádoby a oběhová čerpadla, zajišťující dopravu vody na jednotlivá pracoviště a zpět do trojkomorového výměníku. Trojkomorový výměník je zobrazen na obr. č. 5.3.



Obr. č. 5.3 Komora centrální klimatizace, trojkomorový výměník.

5.5.1 Potrubní tahy v dole

Studená voda je vedena na jednotlivá pracoviště izolovaným potrubím, potrubí pro oteplenou vodu izolováno není. Pro potrubní tahy v dole je použito potrubí od průměru 300 mm (pro hlavní tahy) až po průměr 100 mm (pro přívody k chladicím jednotkám na důlních pracovištích). Veškeré potrubí v dole je dimenzováno na tlak 5 MPa.

5.5.2 Chlazení důlních větrů

Pro chlazení důlních větrů na pracovištích se používá chladiče RWK 300 (viz obr. č. 5.4), jejichž jmenovitý výkon je 300 kW. Pro zvýšení průtoku chlazeného média přes tyto chladiče slouží ventilátory WLE o průměru 800 mm nebo 630 mm. Pro chlazení vzduchu přímo v porubech se používají menší chladiče SPK35 o jmenovitém výkonu 35 kW, a k nim připojených ventilátorů Krofmann.



Obr. č. 5.4 Chladiče důlních větrů RWK300.

6 Návrh využití odpadního tepla

Tato kapitola se zabývá výběrem zdroje tepelné energie pro přípravu teplé vody pro sprchy na závodě Jih. Je zde proveden výpočet potřebného množství tepla pro ohřev vody a výpočet potřebného množství látky, ve které je teplo obsaženo. Dále je zde proveden návrh a výpočet tepelného výměníku, který bude sloužit jako ohřívák vody a zároveň jako kondenzátor čpavkových pár.

Veškeré hodnoty a vztahy použité v této kapitole jsou čerpány z literatury [2], [3] a [4].

6.1 Volba zdroje a výpočet potřebného množství tepla

Ve strojovně centrální klimatizace jsou dva hlavní zdroje tepelné energie. Prvním zdrojem je kondenzační teplo čpavkových pár, a druhým je horký olej z turbokompresorů. Tento olej je ochlazován vodou v chladičích oleje. Ohřátá voda je následně ochlazována v chladičích věžích.

Po krátké úvaze a prostudování literatury [1] navrhuji využít kondenzační teplo čpavku. Tepelná energie bude využita pro přípravu teplé vody do závodních sprch. A to konkrétně pro předehřev vody na 29°C, voda bude následně dohřátá stávajícím způsobem na požadovanou teplotu 39°C. Roční spotřeba vody pro tento účel na závodě Jih činí 107 120 m³ ročně tj. 3,4 l.s⁻¹. Důl ČSM je zásobován vodou z Těrlické přehrady, jejíž průměrná roční teplota se pohybuje okolo 10°C. Dosazením těchto hodnot do rovnice (3.1) lze jednoduše vypočítat výkon potřebný pro ohřátí vody.

$$\begin{aligned}\dot{Q} &= \dot{m}_w \cdot c_{pw} \cdot (t'_2 - t''_2) & [W] \\ \dot{Q} &= 3,4 \cdot 4,18 \cdot (29 - 10) \\ \dot{Q} &= 270 \text{ kW}\end{aligned} \tag{6.1}$$

kde:

\dot{m}_w	je hmotnostní průtok vody,	$[kg \cdot s^{-1}]$
c_{pw}	je měrná tepelná kapacita vody,	$[kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$
t'_2	je požadovaná teplota vody,	$[^{\circ}C]$
t''_2	je počáteční teplota vody.	$[^{\circ}C]$

Z předchozí kapitoly je známo, že takovýto výkon je zajištěn i v případě, kdy je v provozu pouze jeden kompresor.

6.2 Výpočet potřebného množství čpavku

Z rovnice tepelné bilance (3.1) dopočítám odpovídající hmotnostní průtok čpavku, jenž pokryje požadovaný tepelný výkon.

$$\begin{aligned}\dot{Q} &= \dot{m}_w \cdot c_{pw} \cdot (t'_2 - t''_2) = \dot{m}_c \cdot \Delta i_c & [kW] \\ \dot{m}_c &= \frac{\dot{Q}}{\Delta i_c} = \frac{270}{1339} = 0,2 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} & ,\end{aligned} \quad (6.2)$$

kde:

$$\begin{aligned}\Delta i_c &\dots\dots \text{je rozdíl entalpií čpavku před a po kondenzaci,} & [kJ \cdot kg^{-1}] \\ \dot{m}_c &\dots\dots \text{je hmotnostní průtok čpavku,} & [kg \cdot s^{-1}] \\ \dot{Q} &\dots\dots \text{je potřebný tepelný výkon.} & [kW]\end{aligned}$$

6.3 Návrh výměníku

První variantou je navrhnout trubkový protiproudý výměník. Ohřívaná látka (voda) bude protékat devíti trubkami zohýbanými do tvaru hadu. Čpavek bude proudit v mezitrubkovém prostoru, kde se bude ochlazovat a následně kondenzovat. Výměník bude opatřen čtyřmi přírubami pro přívod a odvod vody a čpavku.

Jako druhou variantu volím využít deskový výměník. Konečný výběr varianty bude závislý především na ceně a rozměrech jednotlivých výměníků.

Volba materiálu a rozměru trubek:

Pro bezešvé ocelové trubky volím materiál 12 021 dle ČSN

Vnitřní průměr trubky $d = 25 \text{ mm}$

Vnější průměr trubky $D = 31,5 \text{ mm}$

Volba materiálu výměníku

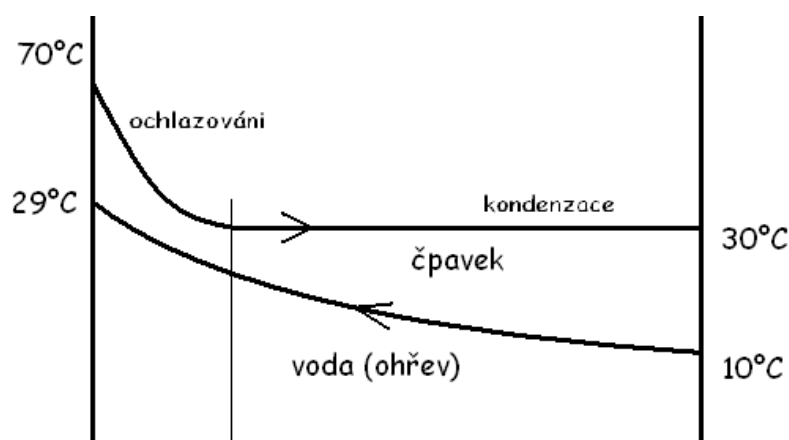
Stěny výměníku budou zhotoveny z ocelových plechů z oceli 12 021 dle ČSN

6.4 Výpočet výměníku tepla

V této subkapitole se zabývám tepelným výpočtem výměníku tepla.

6.4.1 Průběh teplot ve výměníku

V protiproudém rekuperativním výměníku dochází na straně čpavku nejdříve k jeho ochlazení na kondenzační teplotu tj. ze 70 na 30°C a následně ke kondenzaci při konstantní teplotě. Na straně vody dochází pouze k ohřevu z 10 na 29°C, průběh teplot ve výměníku je znázorněn na obr. č. 6.1.

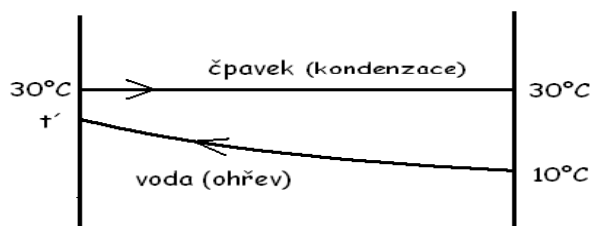


Obr. č.6.1 Průběh teplot ve výměníku.

Při tepelném výpočtu výměníku je nutno postupovat tak, jako kdyby se jednalo o dva samostatné výměníky. Nejdříve budou provedeny výpočty pro sdílení tepla při kondenzaci a následně při ochlazování čpavku.

6.4.2 Střední logaritmický teplotní rozdíl (kondenzace)

Průběh teplot při kondenzaci je znázorněn na obr. č. 6.2.



Obr. č. 6.2 Průběh teplot při kondenzaci.

Z rozdílu entalpií na mezních křivkách a hmotnostního průtoku čpavku vypočítám tepelný výkon při kondenzaci podle rovnice:

$$\begin{aligned}\dot{Q} &= \dot{m}_c \cdot (i'' - i') & [kW] \\ \dot{Q} &= 0,2 \cdot (1486 - 265) = 244,2 \text{ kW} & ,\end{aligned}\tag{6.3}$$

kde:

$$\begin{aligned}\dot{m}_c & \dots\dots \text{je hmotnostní průtok čpavku,} & [kg \cdot s^{-1}] \\ i'' & \dots\dots \text{je entalpie čpavku před kondenzací,} & [kJ \cdot kg^{-1}] \\ i' & \dots\dots \text{je entalpie čpavku po kondenzaci.} & [kJ \cdot kg^{-1}]\end{aligned}$$

Z rovnice tepelné bilance určím teplotu vody po přijetí kondenzačního tepla.

$$\begin{aligned}\dot{Q} &= \dot{m}_w \cdot c_{pw} \cdot (t'_2 - t''_2) \Rightarrow t'_2 = \frac{\dot{Q}}{\dot{m}_w \cdot c_{pw}} + t''_2 \\ t'_2 &= \frac{244,2}{3,4 \cdot 4,18} + 10 \\ t'_2 &= 27,2 \text{ } ^\circ C & ,\end{aligned}\tag{6.4}$$

kde:

$$\begin{aligned}\dot{m}_w & \dots\dots \text{je hmotnostní průtok vody,} & [kg \cdot s^{-1}] \\ c_{pw} & \dots\dots \text{je měrná tepelná kapacita vody,} & [kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}] \\ t'_2 & \dots\dots \text{je teplota vody na konci ohřevu,} & [^\circ C] \\ t''_2 & \dots\dots \text{je počáteční teplota vody.} & [^\circ C]\end{aligned}$$

Z počátečních a koncových teplot médií podle rovnic (3.3) a (3.4) vypočítám střední logaritmický teplotní rozdíl.

$$\begin{aligned}\Delta t_1 &= t'_1 - t'_2 & [^\circ C] \\ \Delta t_1 &= 30 - 27,2 = 2,8 \\ \Delta t_2 &= t''_1 - t''_2 & [^\circ C] \\ \Delta t_2 &= 30 - 10 = 20\end{aligned}\tag{6.5}$$

$$\Delta t_s = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (6.7)$$

$$\Delta t_s = \frac{2,8 - 20}{\ln \frac{2,8}{20}} = 6,78$$

6.4.3 Střední logaritmický teplotní rozdíl (ochlazování)

Z počátečních a koncových teplot médií podle rovnic (3.3) a (3.4) vypočítám střední logaritmický teplotní rozdíl.

$$\Delta t_1 = t'_1 - t'_2 \quad [^{\circ}\text{C}]$$

$$\Delta t_1 = 70 - 29 = 41$$

$$\Delta t_2 = t''_1 - t''_2 \quad [^{\circ}\text{C}]$$

$$\Delta t_2 = 30 - 27,2 = 2,8$$

$$\Delta t_s = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} \quad [^{\circ}\text{C}]$$

$$\Delta t_s = \frac{41 - 2,8}{\ln \frac{41}{2,8}} = 14,3$$

6.4.4 Součinitel přestupu tepla na vnitřní straně trubky

Součinitel přestupu tepla určím z rovnice:

$$\alpha_v = \frac{\lambda}{d} \cdot 0,021 \cdot \text{Re}^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,43} \quad [\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}] \quad , \quad (6.8)$$

kde:

$$\lambda \dots\dots \text{je součinitel tepelné vodivosti,} \quad [\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$$

$$d \dots\dots \text{je vnitřní průměr trubky,} \quad [m]$$

$$\text{Re} \dots \text{je Reynoldsovo kritérium,} \quad [-]$$

$$\text{Pr} \dots\dots \text{je Prandtlovo kritérium.} \quad [-]$$

Hodnoty pro výpočet součinitele přestupu tepla jsou uvedeny v tabulkách v literatuře [4] a jsou určovány pro střední teplotu vody 19,5 °C.

Výpočet průtočné plochy pro vodu

$$\begin{aligned}S_{prut} &= \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot n \\S_{prut} &= \frac{\pi \cdot 0,025^2}{4} \cdot 9 \\S_{prut} &= 4,419 \cdot 10^{-3} \quad [m^2] \quad ,\end{aligned}\tag{6.9}$$

kde:

$$\begin{aligned}\pi &\dots\dots \text{je Ludolfovo číslo,} & [-] \\d &\dots\dots \text{je vnitřní průměr trubky} & [m] \\n &\dots\dots \text{je počet trubek ve výměníku.} & [-]\end{aligned}$$

Výpočet rychlosti proudění vody

$$\begin{aligned}w_v &= \frac{V}{S_{prut}} \\w_v &= \frac{0,0034}{4,419 \cdot 10^{-3}} \\w_v &= 0,77 \quad [m \cdot s^{-1}]\end{aligned}\tag{6.10}$$

kde:

$$\begin{aligned}V &\dots\dots \text{je objemový průtok média,} & [m^3 \cdot s^{-1}] \\S_{prut} &\dots\dots \text{je průtočná plocha.} & [m^2]\end{aligned}$$

Výpočet Reynoldsova kritéria

$$\begin{aligned}Re &= \frac{w_v \cdot d \cdot \rho_v}{\eta_v} \\Re &= \frac{0,77 \cdot 0,025 \cdot 998,2}{1004 \cdot 10^{-6}} \\Re &= 19154,2 \quad [-] \quad ,\end{aligned}\tag{6.11}$$

kde:

$$\begin{aligned}w_v &\dots\dots \text{je rychlost proudění vody,} & [m \cdot s^{-1}] \\d &\dots\dots \text{je vnitřní průměr trubky,} & [m] \\\rho_v &\dots\dots \text{je hustota proudícího média,} & [kg \cdot m^{-3}] \\\eta_v &\dots\dots \text{je dynamická viskozita vody.} & [Pa \cdot s]\end{aligned}$$

Součinitel přestupu tepla podle rovnice (6.8) je tedy:

$$\alpha_v = \frac{\lambda}{d} \cdot 0,021 \cdot \text{Re}^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,43} \quad (6.12)$$

$$\alpha_v = \frac{0,599}{0,025} \cdot 0,021 \cdot 19154,2^{0,8} \cdot 7,02^{0,43}$$

$$\alpha_v = 3098 \quad [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$$

Součinitel přestupu tepla na vnitřní straně trubky je roven $3098 \text{ } W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$.

6.4.5 Součinitel přestupu tepla při kondenzaci

Součinitel přestupu tepla na vnější straně trubky, při kondenzaci čpavkových pár určíme ze vztahu:

$$\alpha_\varepsilon = c \cdot \left[\frac{\lambda^3 \cdot g \cdot \rho \cdot l_v}{4 \cdot \nu \cdot (t_{nas} - t_s) \cdot L} \right]^{0,25}$$

$$\alpha_\varepsilon = 0,943 \cdot \left[\frac{0,506^3 \cdot 9,81 \cdot 595 \cdot 1131800}{4 \cdot 0,235 \cdot 10^{-6} \cdot (30 - 29,7) \cdot 1} \right]^{0,25} \quad (6.13)$$

$$\alpha_\varepsilon = 6999,2 \quad [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}] ,$$

kde:

c.....	je konstanta zohledňující zvlnění blány kondenzátu,	$[-]$
λ	je součinitel tepelné vodivosti,	$[W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$
g.....	je gravitační zrychlení,	$[m \cdot s^{-2}]$
ρ	je hustota kondenzátu,	$[kg \cdot m^{-3}]$
l_v	je výparné teplo čpavku,	$[J \cdot kg^{-1}]$
ν	je kinematická viskozita kondenzátu,	$[m^2 \cdot s^{-1}]$
t_{nas}	je teplota nasycených pár čpavku,	$[^\circ C]$
t_s	je teplota stěny,	$[^\circ C]$
L.....	je charakteristický rozměr.	$[m]$

Hodnoty pro výpočet součinitele přestupu tepla byly odečítány z tabulek z literatury [3] a byly určovány pro teplotu kondenzátu.

6.4.6 Výpočet součinitele prostupu tepla a celkové délky trubky pro kondenzaci

Součinitel prostupu tepla se určí z rovnice:

$$k_l = \frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_v \cdot d_1} + \frac{1}{2 \cdot \lambda} \cdot \ln \frac{d_1}{d_2} + \frac{1}{\alpha_\varepsilon \cdot d_2}}$$

$$k_l = \frac{\pi}{\frac{1}{3098 \cdot 0,025} + \frac{1}{2 \cdot 59} \cdot \ln \frac{0,025_1}{0,0315} + \frac{1}{6999,2 \cdot 0,0315}} \quad (6.14)$$

$$k_l = 211,4 \quad \left[W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1} \right]$$

Z rovnice tepelného výkonu výměníku lze odvodit vztah pro celkovou délku trubky.

$$\dot{Q} = k_l \cdot l \cdot \Delta t_s \Rightarrow l = \frac{\dot{Q}}{k_l \cdot \Delta t_s}$$

$$l = \frac{244200}{211,4 \cdot 6,68} = 170,4 \quad [m] \quad (6.15)$$

Celková délka trubky pro kondenzaci se tedy rovná 170,4 m.

6.4.7 Součinitel přestupu tepla na vnější straně trubky - ochlazování

Součinitel přestupu tepla na vnější straně trubky, při ochlazování čpavku na kondenzační teplotu vypočítám ze vztahu pro sdílení tepla při podélném obtékání těles:

$$\alpha_\varepsilon = \frac{\lambda}{L} \cdot 0,032 \cdot Re^{0,8} \quad \left[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1} \right] \quad , \quad (6.16)$$

kde:

$$\begin{array}{ll} \lambda \dots\dots \text{je součinitel tepelné vodivosti,} & \left[W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1} \right] \\ L \dots\dots \text{je charakteristický rozměr,} & [m] \\ Re \dots \text{je Reynoldsovo kritérium.} & [-] \end{array}$$

Hodnoty pro výpočet součinitele přestupu tepla jsou odečítány z tabulek ze zdroje [3] pro určující teplotu 50 °C.

Výpočet průtočné plochy čpavku

Vnitřek výměníku bude vyplněn devíti trubkami o vnějším průměru $D = 31.5 \text{ mm}$. Jednotlivé trubky budou zahýbané do tvaru hada. V každém hadu bude 17 ohybů o 180° a 18 přímých svislých úseků. Mezery mezi trubkami v jednom hadu budou 10 mm. Vzdálenost mezi jednotlivými hady volím 5mm. Průtočná plocha výměníku se pak určí jako rozdíl mezi celkovou plochou výměníku a plochou zabíranou trubkami, tento vztah je matematicky vyjádřen rovnicí č. 6.17.

$$S_{prut.} = S_{celk} - S_{trub} \quad [m^2] \quad (6.17)$$

$$\begin{aligned} S_{celk} &= (18 \cdot D + 18 \cdot x) \cdot (9 \cdot D + 9 \cdot y) \\ S_{celk} &= (18 \cdot 0,0315 + 18 \cdot 0,01) \cdot (9 \cdot 0,0315 + 9 \cdot 0,005) \\ S_{celk} &= 0,2454 \quad [m^2] \end{aligned} \quad (6.18)$$

kde:

$$\begin{aligned} D &\dots\dots \text{je vnější průměr trubky,} & [m] \\ x &\dots\dots \text{je mezera mezi trubkami v jednom hadu,} & [m] \\ y &\dots\dots \text{je vzdálenost mezi jednotlivými hady.} & [m] \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} S_{trub} &= \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot n \\ S_{trub} &= \frac{\pi \cdot 0,0315^2}{4} \cdot 162 \\ S_{celk} &= 0,1262 \quad [m^2] \end{aligned} \quad (6.19)$$

kde:

$$n \dots\dots \text{je počet přímých svislých částí trubek ve výměníku.} \quad [m]$$

Průtočná plocha čpavku ve výměníku je tedy podle rovnice (6.17):

$$\begin{aligned} S_{prut.} &= S_{celk} - S_{trub} \\ S_{prut.} &= 0,2454 - 0,1262 \\ S_{prut.} &= 0,1192 \quad [m^2] \end{aligned} \quad (6.20)$$

Výpočet rychlosti proudění čpavku

$$\begin{aligned}w_{\varepsilon} &= \frac{V}{S_{prut}} \\w_{\varepsilon} &= \frac{0,0029}{0,1192} \\w_{\varepsilon} &= 0,24 \quad [m \cdot s^{-1}] \quad ,\end{aligned}\tag{6.21}$$

kde:

$$\begin{aligned}V \dots\dots &\text{je objemový čpavku,} & [m^3 \cdot s^{-1}] \\S_{prut} \dots &\text{je průtočná plocha.} & [m^2]\end{aligned}$$

Reynoldsovo kritérium

$$\begin{aligned}Re &= \frac{w_{\varepsilon} \cdot L}{\nu} \\Re &= \frac{0,24 \cdot 5,5}{0,732 \cdot 10^{-6}} \\Re &= 1\,803\,278,7 \quad [-] \quad ,\end{aligned}\tag{6.22}$$

kde:

$$\begin{aligned}w_v \dots\dots &\text{je rychlost proudění čpavku,} & [m \cdot s^{-1}] \\L \dots\dots &\text{je charakteristický rozměr,} & [m] \\\nu \dots\dots &\text{je kinematická viskozita vody.} & [m^2 \cdot s]\end{aligned}$$

Součinitel přestupu tepla při ochlazování je podle rovnice (6.16):

$$\begin{aligned}\alpha_{\varepsilon} &= \frac{\lambda}{L} \cdot 0,032 \cdot Re^{0,8} \\ \alpha_{\varepsilon} &= \frac{0,0309}{5,5} \cdot 0,032 \cdot 1\,803\,278,7^{0,8} \\ \alpha_{\varepsilon} &= 18,2 \quad [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]\end{aligned}\tag{6.23}$$

Součinitel přestupu tepla na vnější straně trubky při ochlazování čpavku na teplotu kondenzace je $18,2 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$.

6.4.8 Výpočet součinitele prostupu tepla a celkové délky trubky pro ochlazování čpavku

Součinitel prostupu tepla se určí z rovnice (6.14).

$$k_l = \frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_v \cdot d_1} + \frac{1}{2 \cdot \lambda} \cdot \ln \frac{d_1}{d_2} + \frac{1}{\alpha_\varepsilon \cdot d_2}}$$

$$k_l = \frac{\pi}{\frac{1}{3098 \cdot 0,025} + \frac{1}{2 \cdot 59} \cdot \ln \frac{0,025_1}{0,0315} + \frac{1}{18,2 \cdot 0,0315}} \quad (6.24)$$

$$k_l = 1,8 \quad [W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$$

Z rovnice (6.15) pro tepelný výkon výměníku lze odvodit vztah pro celkovou délku trubky pro ochlazování.

$$\dot{Q} = k_l \cdot l \cdot \Delta t_s \Rightarrow l = \frac{\dot{Q}}{k_l \cdot \Delta t_s}$$

$$l = \frac{23600}{1,8 \cdot 14,3} = 917 \quad [m] \quad (6.25)$$

Celková délka trubky pro ochlazení čpavku z teploty 70°C na teplotu 30°C je 917 m.

6.4.9 Celkové rozměry výměníku

Celková délka trubek ve výměníku pro ochlazování i kondenzaci se tedy rovná 1087,4 m. Jestliže tuto délku rozdělím na 162 části (počet rovných částí trubek ve výměníku) pak jedna tato část bude dlouhá 6,7 m. K této výšce je nutné připočítat prostor pro příruby a komory, ve kterých bude přivedena voda rozdělena do trubek a naopak. Pro rozměry šířky a délky výměníku vycházím z výpočtu pro celkovou plochu výměníku na straně 36. K rozměrům je však nezbytné připočítat tloušťku stěn výměníku. Celkové přibližné rozměry výměníku pak budou:

$$(D \times \check{S} \times V): \quad 755 \times 337 \times 7000 \text{ mm.}$$

6.5 Volba výměníku a jeho umístění

Trubkový výměník

Rozměry (D x Š x V):	755 x 337 x 7000 mm.
Hmotnost	cca 3500 kg
Odhadovaná cena	cca 120 000 Kč (pouze trubky 68 000 Kč)

Deskový výměník CB 52-60H

Rozměry (D x Š x V):	154 x 111 x 526 mm.
Hmotnost	15,9 kg
Přibližná cena	cca 40 000 Kč

Na základě srovnání výše uvedených údajů pro předehřev vody volím deskový výměník firmy Alfa Laval. Hlavními výhodami tohoto výměníku jsou především menší rozměry a nižší pořizovací cena, než u mnou navrženého trubkového výměníku.

Výměník bude umístěn ve strojovně centrální klimatizace vedle deskových kondenzátorů. Toto umístění volím z důvodu snadného napojení na potrubí se čpavkem, a to jak plyným, tak zkondenzovaným. Do výměníku bude proudit potřebné vypočítané množství čpavku, které bude odebíráno z hlavního potrubí s plyným čpavkem. Po zkondenzování bude čpavek proudit opět do hlavního potrubí s kapalným čpavkem a tímto potrubím do vysokotlaké sběrné nádrže. Doprava vody z výměníkové stanice k výměníku a zpět bude zajištěna stávajícími čerpadly. Pro dopravu vody budou použity tepelně zaizolované trubky, které budou upevněny ke stávající nosné konstrukci pro potrubí.

Deskový výměník CB 52-60H

Max. výkon výměníku:	300kW
Připojovací hrdla:	G 1" primární strana, G 5/4" sekundární strana
Materiál desek:	AISI 316
Počet desek:	60
Max. průtok:	14,5 m ³ /h
Typ kanálu:	H
Rozměry (D x Š x V):	154 x 111 x 526 mm
Hmotnost:	15,9 kg

7 Ekonomické zhodnocení investic

Tato část bakalářské práce se zabývá odhadem ceny veškerého potřebného zařízení a srovnáním nákladu na ohřev vody při použití stávajícího způsobu ohřevu a při využití odpadního tepla pro předehřev na teplotu 29 °C. Součástí této kapitoly jsou i výpočty ekonomických ukazatelů, především se zaměřuji na dobu návratnosti investice.

Vyčíslení nákladu na zařízení pro předehřev vody odpadním teplem

Pro realizaci předehřevu vody odpadním teplem je nezbytné investovat finanční prostředky do nového technického vybavení a materiálu. S realizací projektu souvisí i náklady spojené s instalací veškerého zařízení. Přibližné celkové částky za jednotlivé položky jsou znázorněny v tabulce (7.1)

Tabulka č. 7.1 Seznam položek a jejich ceny.

Položka	Cena v Kč
Tepelný výměník	40 000
Potrubí	31 000
Tep. izolace	11560
Plech pozinkovaný	45 000
Ventily, objímky a další příslušenství	5 000
Instalace veškerého zařízení	50 000
Celkem	182 560

Výpočet úspor při předehřevu vody na teplotu 29 °C

Z podkladů, které mi byly poskytnuty Dolem ČSM, je tarifní platba za 1 GJ tepla 134 Kč. Množství tepla potřebného na ohřívání vody při stávající situaci vypočítám z rovnice:

$$Q = m_1 \cdot c_p \cdot (t' - t'') \quad [kJ] \quad (7.1)$$

$$Q = 107\,120\,000 \cdot 4,18 \cdot (39 - 10)$$

$$Q = 12\,985,1 \cdot 10^6 \text{ kJ} \Rightarrow 12\,985,1 \text{ GJ}$$

Množství tepla použitého na dohřev vody na požadovanou teplotu po předchozím předehřevu na 29 °C je:

$$Q = m_1 \cdot c_p \cdot (t' - t'') \quad [kJ]$$

$$Q = 107\,120\,000 \cdot 4,18 \cdot (39 - 29)$$

$$Q = 4\,477,6 \cdot 10^6 \text{ kJ} \Rightarrow 4\,477,6 \text{ GJ}$$

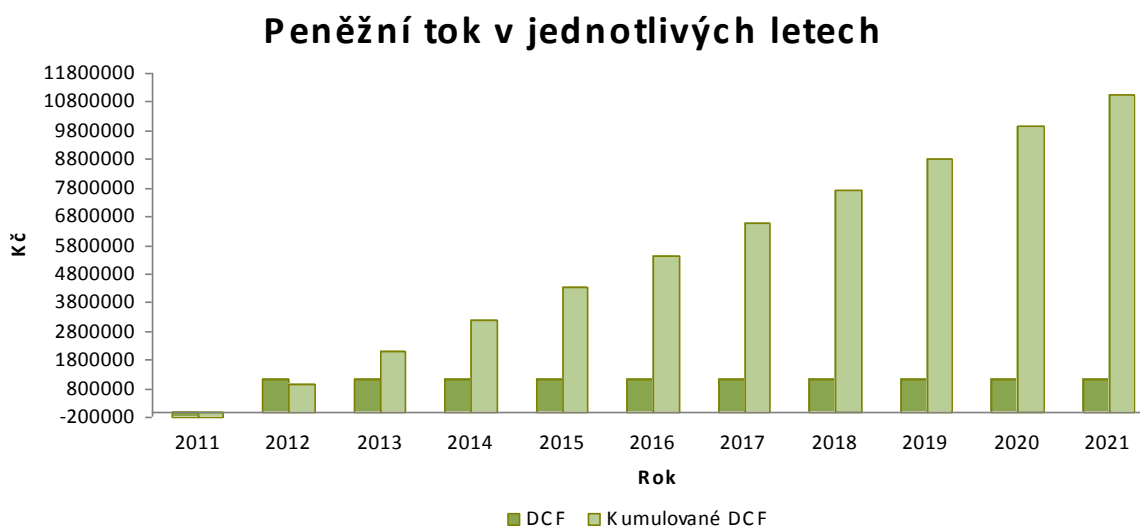
V rovnicích značí:

m	hmotnost vody spotřebované za rok,	$[kg \cdot s^{-1}]$
c_p	měrnou tepelnou kapacitu vody,	$[kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$
t'	požadovanou teplotu vody,	$[^{\circ}C]$
t''	počáteční teplotu vody.	$[^{\circ}C]$

Roční náklady na ohřev vody jsou u stávajícího systému ohřevu 1 740 000 Kč za rok. Náklady u systému využívajícího odpadní teplo pro předehřev s následným dohřevem činí 600 000 Kč ročně. Roční úspora financí se pak určí jako rozdíl těchto dvou částek a je rovná 1 140 000 Kč. Od této sumy je však potřeba odečíst provozní výdaje na drobné opravy a údržbu zařízení. Tyto náklady odhaduji na 5 000 Kč ročně.

Ekonomické vyhodnocení projektu

Peněžní toky jednotlivých let a následný výpočet čisté současné hodnoty pro tento projekt je vyčíslen v tabulce v příloze č. 2. Z tabulky můžeme vyčíst, že diskontované cash-flow nabývá kladné hodnoty již v prvním roce po uvedení zařízení do provozu, tzn., že doba návratnosti tohoto projektu je jeden rok. Grafické znázornění peněžních toků projektu v jednotlivých letech uvádím v grafu č. 7. 1. V příloze č. 3 je uveden graf, ve kterém jsou znázorněné kumulované náklady stávajícího i navrhovaného systému ohřevu vody.



Graf č. 7.1 Peněžní tok v jednotlivých letech.

8 Závěr

V této bakalářské práci jsem se pokusil navrhnout způsob využití odpadního tepla z centrální klimatizace na Dole ČSM ve Stonavě. První část této práce je věnována základním zdrojům nízkopotencionálního tepla, ve které jsem se pokusil poukázat na klady a zápory jednotlivých zdrojů a zároveň popsat způsoby, kterými se tyto zdroje energie v současné době dají využít. V následující části práce jsem se zabýval popisem centrální klimatizace. Zde jsem se pokusil vysvětlit princip funkce jednotlivých částí klimatizace. Díky svým velkým výkonům a celkové koncepci je tato klimatizace zdrojem velkého množství odpadního tepla, pro které jsem navrhoval využití.

Odpadní teplo jsem navrhnul využít pro předehřev vody do závodních sprch, a to pomocí tepelného výměníku. Jelikož rozměry mnou navrženého výměníku byly příliš velké a jeho samotné umístění a zapojení by bylo značně problematické, rozhodl jsem se využít deskový výměník firmy Alfa Laval.

V poslední kapitole této bakalářské práce bylo provedeno ekonomické vyhodnocení všech investic spojených s projektem předehřevu vody odpadním teplem. Jelikož návratnost investic je jeden rok a čistá současná hodnota na konci desátého roku je 11 080 014, hodnotím tento projekt jako ekonomicky výhodný.

Je nutno dodat, že využívání druhotných zdrojů energie má pozitivní vliv na spotřebu, tedy i na těžbu primárních energetických zdrojů, čímž se prodlužuje doba jejich životnosti.

Seznam použité literatury

- [1] BERKA, L.; BOHÁČ, P. *Instrukční příručka pro chladicí zařízení*. Praha, 2009
- [2] BLAHOŽ, V.; KADLEC, Z. *Základy sdílení tepla*. 2. vyd. Ostrava: Sdružení požárního a bezpečnostního inženýrství, 2000. 110 s. ISBN 80-90-2001-1-7.
- [3] DVOŘÁK, Z.; PETRÁK, J. *Tepelné vlastnosti čpavku*. Praha, 1974
- [4] KADLEC, Z. *Průvodce sdílením tepla pro požární specialisty*. 1. vyd. Ostrava: Sdružení požárního a bezpečnostního inženýrství, 2009. 100 s. ISBN 978-80-7385-061-6.
- [5] PETRÁŠ, D. a kol. *Nízkoteplotní vytápění a obnovitelné zdroje energie*. 1. vyd. Bratislava: Jaga, 2008. 207 s. ISBN 978-80-8076-069-4.
- [6] SZLOSEK, P. *Projekt klimatizace porubu 401 305 a ražby 401 327 v oblasti 2.b kry Dolu ČSM*: Diplomová práce. Ostrava, 2010.
- [7] Nařízení vlády č.361/2007 Sb., ze dne 12. 12. 2007
- [8] Zákon 17/1992 Sb. o životním prostředí.
- [9] Podklady a materiály Dolu ČSM.

Seznam grafů

Graf č. 7.1 Peněžní tok v jednotlivých letech.

Seznam tabulek

Tabulka č. 4.1 Teploty masivu v různých hloubkách.

Tabulka č. 7.1 Seznam položek a jejich ceny.

Seznam obrázků

Obr. č. 3.1 Schéma a průběh teplot v protiproudém výměníku.

Obr. č. 3.2 Schéma a průběh teplot v souproutém výměníku.

Obr. č. 3.3 Schéma a průběh teplot ve výměníku s křížovým směrem proudění.

Obr. č. 3.4 Principiální schéma tepelného čerpadla.

Obr. č. 5.1 Deskové kondenzátory ve strojovně centrální klimatizace.

Obr. č. 5.2 Šroubový kompresor v budově centrální klimatizace Dolu ČSM.

Obr. č. 5.3 Komora centrální klimatizace, trojkomorový výměník.

Obr. č. 5.4 Chladiče důlních větrů RKW300.

Obr. č. 6.1 Průběh teplot ve výměníku.

Obr. č. 6.2 Průběh teplot při kondenzaci.

Seznam příloh

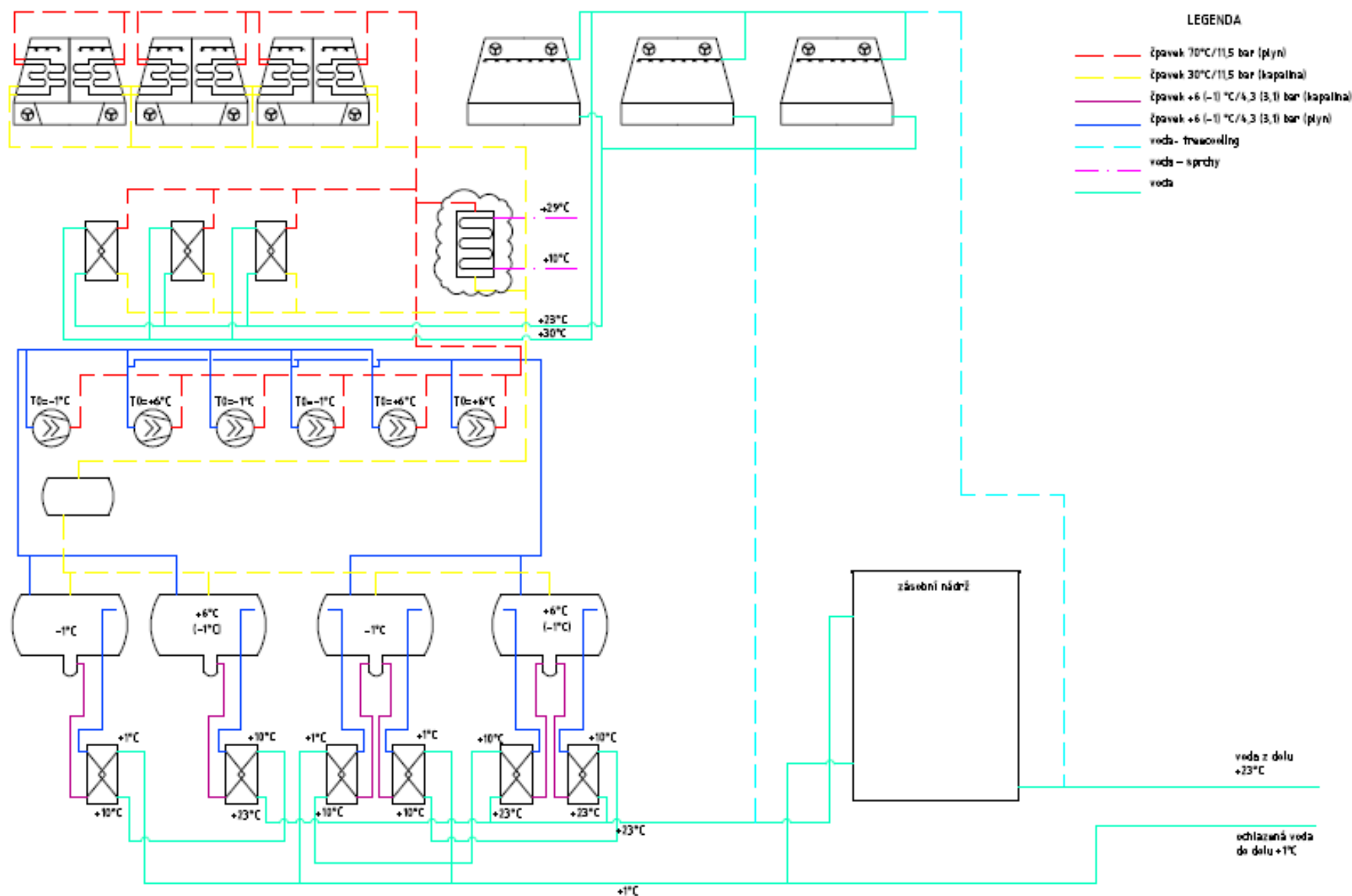
příloha č.1 Schéma chladicího okruhu.

příloha č. 2 Tabulka ekonomického zhodnocení.

příloha č.3 Kumulované náklady na ohřev vody – graf.

Schéma chladicího okruhu

příloha č.1.



[illegible]

Náklady na ohřev vody

